

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57-35116

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 02 B 29/04  
F 02 M 31/00

識別記号 庁内整理番号  
6706-3G  
7049-3G

⑭ 公開 昭和57年(1982)2月25日

発明の数 3  
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑮ 過給気装置

⑯ 特 願 昭55-109751  
⑰ 出 願 昭55(1980)8月6日  
優先権主張 ⑱ 1979年8月6日 ⑲ フランス  
(FR) ⑳ 7920065  
㉑ 発 明 者 ジャン・リプトン  
フランス共和国68100ミュル  
ズ・リュ・ド・ラ・モンテーニ

ユ52

㉒ 出 願 人 ソシエテ・アルザシエンヌ・ド  
・コンテストリユクシヨ・メ  
カニク・ド・ミュルーズ  
フランス共和国68054ミュルー  
ズ・セデックス・リュ・ド・ラ  
・フォンデリー1  
㉓ 代 理 人 弁理士 鎌田文二

明 細 書

1. 発明の名称  
過給気装置

2. 特許請求の範囲

1. 内燃機関用の過給気装置であつて、該装置はコンプレッサー、第1の温度の熱交換用流体を受入れるように配設された第1の熱交換器、最初の温度より低い第2の温度の熱交換用流体を受入れるように配設された第2の熱交換器を備え、第1と第2の熱交換器は互いに直列にコンプレッサーに接続されているので、過給気はコンプレッサーから連続的に出て、第1と第2の熱交換器を通過してエンジンに送るものであり、過給気が第2の熱交換器をバイパスできるようにしたバイパスダクトを備えていることを特徴とする過給気装置。
2. バイパスダクトを通過する過給気の割合を制御する流れ制御手段を備えていることを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給気装置。

3. 前記第1の温度は最高外気温度より高く、エンジンが定格負荷で作動する時にコンプレッサーにより排出される過給気の温度より低いことを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給気装置。
4. 前記第1の熱交換器は、熱交換用流体を受入れるためにエンジンの冷却装置に接続されていることを特徴とする特許請求の範囲第3項に記載の過給気装置。
5. 前記第2の熱交換器は、過給気と外気の間で熱交換するように取付けられていることを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給気装置。
6. 第2の熱交換器は過給気とエンジン外部の水源から来る冷却水との間で熱交換することを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給気装置。
7. 前記流れ制御手段はバイパス又は第2の熱交換器と連動するシャッターから成り、サーボ機構はシャッターを作動させるように設け

られていることを特徴とする特許請求の範囲第2項に記載の過給装置。

8. 前記サーボ機構は過給気の圧力に感応するセンサーにより制御されることを特徴とする特許請求の範囲第7項に記載の過給気装置。

9. 前記サーボ機構は次のパラメータ、即ち外気温度、エンジンの温度、エンジンの負荷、エンジンのスピードのうちの少なくとも1つに感応するセンサーによつて制御されることを特徴とする特許請求の範囲第8項に記載の過給気装置。

10. 前記流れ制御手段はバイパスと第2の熱交換器との間で過給気を分割する空気弁を備えていることを特徴とする特許請求の範囲第2項に記載の過給気装置。

11. エンジンはディーゼルエンジンであり、前記コンプレッサーはエンジンの排気ガスによつて作動するタービンにより駆動されることを特徴とする内燃機関。

12. コンプレッサーからエンジンに熱交換器と

(3)

度が高くても高過ぎる温度とならないようにするためコンプレッサー出口とエンジンの空気入口との間の過給気回路に熱交換装置を取付けることが提案されている。

このような熱交換装置は2つの熱交換器を備えることができる。あるエンジンでは、これら2つの熱交換器は並行に取付けられている。別のエンジンでは2つの熱交換器は直列に取付けられており、2番目の熱交換器は最初の熱交換器を通過する熱交換用流体より冷い熱交換用流体（例えば外部支給源から送られる水、あるいは外気）の供給部に接続されている。最初の熱交換器には熱交換用流体としてエンジン自身の冷却装置の中を循環する液を入れておけばよい。

本発明は特に、しかもこれだけに限らないが、この第2の形の装置、即ち2つの熱交換器を直列に連結した装置に関するものであつて、最初の熱交換器は比較的高い温度の熱交換器であり、又第2の熱交換器は比較的低い温度の熱交換器である。

以前提案されたこの形の装置は、定格出力で作

(5)

バイパスダクトを含むダクトを介して過給気を通すことから成る過給された内燃機関を操作する方法。

13. バイパスを通る空気の比率を変化させることによつてエンジンに供給される過給気の温度を制御する工程を含んでいることを特徴とする特許請求の範囲第12項に記載の内燃機関を操作する方法。

### 3. 発明の詳細な説明

本発明は過給気装置に関し、該装置はディーゼルエンジンのような内燃機関用のコンプレッサーを備えており、かつその目的はコンプレッサーによりエンジンに供給される過給気の温度を制御する手段を提供することにある。

過給されたディーゼルエンジンでは、点火時期と良好な燃焼の満足すべき制御を得るためには、運転状態がどうであれコンプレッサーにより供給される空気の温度がほとんど変化しなければ好都合であるということが知られている。このため全出力で作動すると、コンプレッサー出口の空気温

(4)

動する時に、高すぎる温度で過給気をエンジンに送ることを避けるいくつかの方法を用いている。しかし、高い外気温度により熱供給が過剰になりやすいのに対して、一方では外気温度が低いと通常の圧縮比のエンジンの場合汚れの原因となり、又、圧縮比を下げたエンジンの場合は作動を阻害する原因となる不完全燃焼につながるということが分っている。

空気温度を調節するために、2つの熱交換器の熱を伝達する流体の供給あるいは温度を調節することが提案されているが、この場合装置は負荷に応じて過給気を冷却又は加熱するように作動することができるが、しかしこれは熱交換器を充分利用していることにならず装置を複雑にするだけであり、従つて作動に信頼性がないことになる。

さらに、熱伝達流体の供給を調節することは重大なヒステリシス要素を残すことになり、エンジンが急速に変化する負荷状態で作動するときにはこれが一つの欠点となりうる。

本発明の目的はエンジンに供給される過給気の

(6)

温度の調節を改良した内燃機関用過給気装置を提供することにある。

本発明によると、内燃機関用の過給気装置が提供され、本装置はコンプレッサー、第1の温度の熱交換用流体を受入れるように配設された第1の熱交換器、第1の温度より低い第2の温度の熱交換用流体を受入れるように配設された第2の熱交換器を備えており、第1と第2の熱交換器は互いに直列にコンプレッサーに接続されているので、過給気はコンプレッサーから連続的に出て第1と第2の熱交換器を通つてエンジンに運送するものであつて、過給気が第2の熱交換器をバイパスできるようにしたバイパスダクトを備えていることを特徴とする。

調節手段は、バイパスダクトを通過する過給気の比率を調節するように設けられるのが好ましい。調節手段はバイパスダクト又は第2の熱交換器と連動するシャッターを備えることができ、サーボ機構がシャッターを作動させるために備えられている。サーボ機構は過給気圧力に感応するセンサ、

(7)

装置はエンジンの排気マニホールド6から出る排気ガスによつて駆動され、かつ軸8によりコンプレッサー10に接続された少なくとも1つのタービン4を有するターボチャージャー2から成る。一般に、過給気装置には2つの段階があり、図を簡単にするため一つの段階だけを示した。

コンプレッサー10は入口ダクト12の所で外気を吸引し、その過給気を出口ダクト14を介してエンジンMに与える。出口ダクト14はエンジンMの吸入マニホールド16に過給気用の温度調節装置18を介して接続されている。

温度調節装置18は2つの熱交換器R1とR2から成り、これらは互いに直列に連結されかつダクト20、22及び23によりエンジンMの吸入マニホールド16に接続されている。

第1の熱交換器R1は回路24を有し、比較的熱い熱交換用流体がその中を循環している。例えば、回路24はエンジンMの液冷却装置(図示省略)から高温の液を供給することができる。

第2の熱交換器R2は回路26を有し、その中

(9)

一及び/又は少なくとも次のパラメータ(即ち外気温度、エンジンの温度、エンジンの負荷、エンジンのスピード)の1つに感応するセンサーによつて制御される。

前記第一の温度は最高外気温度より上で、かつエンジンが定格負荷で作動している時にコンプレッサーにより排出される過給気の温度より低いのが好ましい。

本発明は又過給された内燃機関を作動する方法を提供し、該内燃機関はコンプレッサーから過給気を出し、熱交換器及びそのバイパスを含むダクトを通つてエンジンに運送することから成る。

本発明は通常の圧縮比のディーゼルエンジンに適用できるが、さらに特殊な場合圧縮比を下げたエンジン、即ち圧縮比が約12対1より小さいエンジンにも応用できる。

本発明の実施例はディーゼルエンジンとその過給気装置を系統的に表わす添付図を参照して以下例として詳述する。

ディーゼルエンジンMは過給気装置を備え、該

(8)

を第1の熱交換器の流体より冷たい熱交換用流体が循環する。例えば、この流体は外気であつてもよい。もしエンジンMが船用ディーゼルエンジンであれば、第2の熱交換器の回路26はその中に海水を通してよい。固定エンジンの場合は、回路26はローカルの水供給装置に接続することができる。

本発明によると、過給気用バイパスダクト28は第2の熱交換器R2に対して設けられている。バイパスダクト28の入口は熱交換器R1とR2との間でダクト20に接続され、ダクト28の出口は熱交換器R2の下流側、即ちR2の出口とエンジンMの吸入マニホールドとの間でダクト22に接続されている。

過給気の流れ制御手段は、シャッター30の形でダクト22に取付けられており、過給気圧、外気温度及びエンジン自身の温度又は負荷のようなエンジンの作動パラメータを感知する1つ以上のセンサー34、34'、34"により作動するサーボ機構32によつて制御される。

00

ある応用例では、過給気の流れを制御する手段をシャッター36の形でバイパスダクト28に設けるのが有利であり、このシャッターはセンサー34、34'及び34"に接続されたサーボ機構38により制御できる。

エンジンの色々な作動状態での過給気装置の作動をこれから述べる。

まず最初に、エンジンMの冷却液(摂氏80°から100°)が通過する高温熱交換器R1は低負荷及び中負荷状態で過給気を加熱するよう作動し、又負荷が増大するにつれて、コンプレッサー10より出た圧縮空気の温度が高温熱交換器R1を通過する熱交換用流体の温度に等しくなると過給気を冷却するように作動する。

ダクト22と28にシャッター30と36がなければ、これらダクト間の過給気の分配はその流れ抵抗の関数となる。熱交換器R1の熱交換エレメントはバイパスダクト28に熱交換器R1より低い流れ抵抗を与える。もしバイパスダクト28の抵抗が小さい(大口徑)場合は、そこを流れて得

(11)

れる最小空気温度に近づく。

一方、高負荷状態で熱交換器R1とR2の全冷却能力を利用したければ、第2のシャッター36をバイパスダクト28に設けるのが望ましく、そうするとシャッター36は閉じられ、シャッター30は開放されて、全過給気流れは2つの熱交換器R1とR2を直列となつて流れる。

コンプレッサー10の出口での過給気の温度は、与えられた外気温度に対してコンプレッサーにより与えられる圧縮にのみ依存するということをお願い出さねばならない。これは、シャッター30と36の制御がサーボ機構32と38を制御するセンサー34によつてというように圧縮に対して直接間接に関連するのが好ましいということになる。

2つのシャッターの各々の開度はお互いのシャッターの開度に関係する。

バイパスダクト28のシャッター36の場合、シャッターはスタートした時と、ゼロか又は低い負荷の状態で走行する時は完全に開放されている。

(12)

た流れは合計空気流の3/4及びそれ以上となり、そのため低負荷又は中負荷では2つの熱交換器の加熱効果が重要となる。もつとも全空気がバイパスダクトを流れる時に得られる加熱効果に達することはないであろう。

もしシャッターが低い抵抗のバイパスダクト(シャッター36)中のみに設けられていれば、加熱効果はシャッターを開放しても最高にはならない。なぜならば空気のいくらかはR2を通過するからであるが、しかし冷却効果は、最大負荷でシャッターが閉鎖されると最大となる。この構成は特に通常の圧縮比のエンジンに適しており、そのためには部分負荷で過給気のある加熱レベルを得るのが望ましいが、高負荷では前記過給気の最高の冷却を得るのが望ましい。

もしバイパスダクト28が比較的高い抵抗(小口径)を有するならば、そこを通過する全空気量の割合は減少し(例えば20%)、そしてダクト22と28を完全に開放すると、得られる過給気温度は2つの熱交換器を通過する全空気量で得ら

(13)

エンジン負荷(外気の温度の影響で集積した)の関数として得るのが望ましい空気温度に依存する過給気圧から、シャッターは1/2負荷と3/4の負荷との間の状態で完全に閉じるように徐々に閉じられる。しかし、エンジンが非常に低い外気温度で作動しなければならない時は、あまり低い温度で空気を入口マニホールド16へ供給することから生ずる不利を避けるためにたとえ最大負荷であつてもシャッターは完全に閉じるというような修正がなされる。

低温熱交換器R2の下流に設けられたシャッター30の場合、シャッター30はスタートした時とゼロ及び低負荷の状態では完全に閉じている。過給気の或る圧力から、シャッターは1/2負荷と3/4の負荷との間の状態で全開となるように徐々に開口する。

シャッター36の場合のように、外気温度の効果はエンジンが非常に低い温度条件で運転されている時の定格負荷でシャッター30を部分的に閉止することである。

(14)

この装置で、そして上に論じた定格負荷状態とは逆に、ゼロか低負荷の状態での過給気の加熱度は実際外気温とは独立のものであることに留意されたい。熱交換器R1の温度は実際には一定であり、これはエンジンMの冷却流体により制御されるからであり、又加熱すべき過給気の質量が熱交換器R1の熱容量に関して比較的小さいからである。

2つのシャッター30と36が共に備えられている第3の状態では前の例を少し発展させたものから構成されている。例えば1/2負荷の範囲でシャッター30が全開位置に達すると、バイパスのシャッター36は、例えば3/4の負荷と定格負荷との間で完全閉鎖に達するために閉鎖を開始する。

もちろん、2つのシャッター30と36が共に使用されている場合には、この2つのシャッターは熱交換器R2とバイパスダクト28との間で過給気の流れを分割する三方空気弁に置きかえることもできるし、又例えばダクト20の2つの熱交換器の間に置くこともできる。

05

例えば25℃、が低負荷の状態で得られ、定格負荷では220℃位いの温度である。与えられた外気温度に対してこの温度はコンプレッサーにより与えられる圧縮にのみ左右され、圧力レベルでの遅れなしにほぼ達成される。エンジンは定格負荷から負荷ゼロまで1秒の何分の1か以内に変わることができるため、流れ又は熱交換用流体の温度を制御することによって作動する今迄に提案された制御手段では常に入口空気温度を装置のヒステリシスに関連する70℃近くの温度に保つことはできない。

他方、本発明による過給装置は空気が熱交換器を通過する際に空気それ自体の流れに作用し、かつ装置の望ましい形状によつて、シャッターの位置は過給気の圧力に直接関連し、これによつて急速な負荷の変動にもかかわらず満足すべき温度制御を確保しつゝ非常に急速な応答速度が達成される。

シャッターの調節がエンジンの作動パラメータに従う場合には、これらパラメータはシャッター

以上の説明から、本発明の上記実施例は、普通のディーゼルエンジンや、特に圧縮比を下げて熱交換器の能力を十分に利用したディーゼルエンジンのような内燃機関の吸入マニホールドに供給される過給気の温度を満足に制御することを達成するための手段を備えていることが分るであろう。

この新しい構成によつて、高温熱交換器は高負荷状態では冷却手段として作用し、高過給状態では除去するのが望ましい熱量の半分以上を除去することができるのであつて、低温熱交換器は除去するのが望ましい全熱量のほんの一部を除去すればよく、比較的小さな寸法のものとなる。

本発明により得られる重要な利点は、エンジン負荷が急速に変化する場合の温度制御に対する急速な応答速度である。

実施例では、低圧縮比のエンジンの作動を考えているが、この場合入口空気温度は70℃程度であり、この温度で定格負荷のターボチャージャーは圧縮比4で作動する。

コンプレッサーの出口では外気温度近くの温度、

06

の位置を修正するための調節ファクターとしてのみ用いられ、そのため応答の遅れは回避され、シャッターの基本的な位置は過給気の圧力によつて決まる。

本発明は上に説明し、明らかにした実施例に限定されるものではなく、本発明の基本的範囲からはずれることなく当業者にとつて明らかな多くの変形をすることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

図は本発明の実施例を系統図的に示す。

M…ディーゼルエンジン、R1、R2…熱交換器、4…タービン、6…排気マニホールド、10…コンプレッサー、12…入口ダクト、14…出口ダクト、16…吸入マニホールド、18…温度調節装置、20、22、23…ダクト、24、26…回路、28…バイパスダクト、30、36…シャッター、32、38…サーボ機構、34、34'、34''…センサー

07

08

